



Effet de la conduction axiale sur le transfert de chaleur conjugué par convection mixte défavorable

Abdeslam Omara, Said Abboudi

► To cite this version:

Abdeslam Omara, Said Abboudi. Effet de la conduction axiale sur le transfert de chaleur conjugué par convection mixte défavorable. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00166708

HAL Id: hal-00166708

<https://hal.science/hal-00166708>

Submitted on 29 Aug 2007

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

EFFET DE LA CONDUCTION AXIALE SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR CONJUGUE PAR CONVECTION MIXTE DÉFAVORABLE

Abdeslam OMARA, Said ABBOUDI

FEMTO-ST, UMR 6174 CNRS, Département CREST, UTBM, site de Sévenans, 90010
Belfort, France

abdomara@yahoo.fr said.abboudi@utbm.fr

Résumé : On présente les résultats d'une simulation numérique de la convection mixte défavorable, transitoire et conjuguée dans une conduite cylindrique verticale. La surface externe de la conduite est soumise à un flux de chaleur constant et uniforme, appliqué sur une section centrale de longueur égale à dix fois le diamètre hydraulique. Les résultats obtenus montrent que la présence du renversement de l'écoulement près de la paroi a fortement déformé le profil radial de température. Par ailleurs, nous avons constaté une redistribution du flux de chaleur imposé dans la région de préchauffage. Cette dernière est d'autant plus proche de l'entrée de la section chauffée que les valeurs de l'épaisseur de la paroi au diamètre hydraulique Δ et des conductivités thermiques K du fluide et du solide sont faibles.

Mots clés : convection mixte, transitoire, défavorable, flux de chaleur, conduite cylindrique

1. INTRODUCTION

La convection mixte instationnaire en conduite joue un rôle important dans de nombreuses applications industrielles concernant aussi bien la sécurité des centrales nucléaires que la régulation des équipements du bâtiment. Les industries utilisatrices d'énergie font appel à des échangeurs de chaleur grâce auxquels on apporte ou on enlève de la chaleur. Or, quelle que soit son utilisation, un échangeur de chaleur ne peut pas fonctionner continuellement en régime stationnaire. Des phases transitoires interviennent notamment pendant la mise en route ou l'arrêt du système ou pendant la phase de régulation des installations asservies.

La convection mixte stationnaire dans les écoulements internes avec et sans l'effet de la paroi a suscité un intérêt considérable. Par contre, le phénomène de la convection mixte transitoire est encore un thème peu étudié. La convection mixte transitoire dans un tube vertical a été étudiée numériquement par **Yan**[1]. Les résultats obtenus montrent des températures plus élevées sur la paroi pour la convection mixte défavorable que pour la convection mixte favorable. Ce phénomène est dû, d'après l'auteur, à l'accélération du fluide du côté de la paroi dans le cas de la convection mixte favorable ce qui entraîne une baisse de température. **Lee** et **Yan**[2] ont étudié le même problème en examinant les cas de conditions de flux ou de température uniforme à la paroi. Ils ont analysé les influences de la capacité thermique de la paroi, du rapport des diffusivités thermiques de la paroi et du fluide ainsi que les effets combinés de la capacité thermique et de la conduction radiale dans la paroi. La conduction axiale dans le fluide et dans la paroi n'a pas été traitée dans [1, 2] et, par conséquent son effet est inconnu. **Nguyen** et al [3] ont étudié le problème 3D de la convection mixte laminaire transitoire (favorable et défavorable) dans un tube vertical d'épaisseur négligeable soumis à une condition de flux de chaleur uniforme mais avec une variation linéaire en fonction du temps. Leurs résultats montrent que l'écoulement fluide reste stable et unique pour $Gr \leq 5.10^5$ et 10^6 respectivement pour le cas de la convection mixte défavorable et favorable.

L'étude proposée s'inscrit dans le cadre de la convection mixte laminaire défavorable et transitoire dans un tube vertical épais et partiellement chauffée. Seule, l'influence de l'épaisseur de la paroi au diamètre hydraulique Δ et du rapport des conductivités thermiques K du fluide et du solide, est discutée dans ce travail.

2. MODELE PHYSIQUE

Le système étudié est constitué d'une conduite circulaire d'épaisseur adimensionnelle Δ , parcourue par un écoulement fluide en convection mixte défavorable. Nous avons retenu les hypothèses simplificatrices suivantes: (i) l'écoulement et le transfert de chaleur sont axisymétriques, bidimensionnels (pas de variation azimutale) et transitoire; (ii) l'écoulement est incompressible et laminaire; (iii) les propriétés thermophysiques du fluide (C_p , k_f , β) et du solide (k_s) sont constantes et évaluées à la température du fluide à l'entrée du tube; (iv) l'approximation de boussinesq est appliquée pour la masse volumique du fluide; (v) le fluide pénètre dans la section adiabatique amont (section de préchauffage) avec des profils de vitesse parabolique et de température constant et uniforme.

Dans ces conditions, les équations de bilan adimensionnelle sous forme conservative s'écrivent :

$$\frac{\partial(\phi)}{\partial \tau} + \varepsilon \frac{1}{\eta} \frac{\partial}{\partial \eta} (\eta v^* \phi) + \varepsilon \frac{\partial}{\partial \xi} (u^* \phi) = \Gamma_\phi \left[\frac{1}{\eta} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\eta \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{\partial \phi}{\partial \xi} \right) \right] + S_\phi \quad (1)$$

Avec : $u^* = u/V$, $v^* = v/V$, $\eta = r/D$, $\xi = z/D$, $\theta = k_f(T - T_0)/QD$, $P = (p + \rho_0 g z)/\rho_0 V^2$, $\tau = t \times V/D$.

3. METHODE DE RESOLUTION ET RESULTATS NUMERIQUES

Le système ci-dessus est résolu numériquement par la méthode des volumes finis, **Patankar** [4]. Le couplage vitesse-pression est assuré en utilisant l'algorithme SIMPLE[5]. La forme générale de l'équation discrétisée pour une variable scalaire $\phi (= u^*, v^*, T \text{ ou } P)$ pour un point P et à un instant k est, donnée par :

$$a_P^{k+1} \phi_P^{k+1} = a_E^{k+1} \phi_E^{k+1} + a_W^{k+1} \phi_W^{k+1} + a_N^{k+1} \phi_N^{k+1} + a_S^{k+1} \phi_S^{k+1} + b^k \quad (2)$$

Dans ce travail, nous avons choisi de présenter les résultats numériques des effets du rapport des conductivités thermiques K de la paroi et du fluide et du rapport de l'épaisseur de la paroi au diamètre hydraulique Δ pour le cas d'un fluide pour lequel $Pr=5$, $Gr=5.10^5$ et $Re=100$. Dans ces conditions, nous présentons sur les figures 1a et 1b, la distribution axiale du flux de chaleur pariétal normalisé $Q_{wi} = Q_i/Q$ pour différentes valeurs du rapport K .

Sur la figure 1a, relative à un instant $\tau=25$, on constate que le rapport Q_{wi} décroît avec les valeurs de K dans la section chauffée, alors qu'en amont et en aval de celle-ci, on remarque l'effet inverse. Ceci est dû aux effets de la capacité calorifique et de la conduction axiale dans la paroi. Par ailleurs, on remarque aussi que le rapport Q_{wi} présente, pour chaque valeur de K , un minimum suivi d'un maximum au voisinage de l'entrée de la section chauffée dû à l'effet de la cellule de recirculation. En effet, la naissance de cette cellule dans le sens contraire de l'écoulement conduit à une évacuation d'une certaine quantité d'énergie vers la section de préchauffage et, résultant ainsi, en l'apparition de valeurs négatives du flux de chaleur pariétal, indiquant que le transfert de chaleur se fait du fluide chaud contenu dans la cellule vers la paroi encore froide. Pour le cas limite $K=500$, le rapport Q_{wi} est négatif dans la section chauffée.

Cette quantité d'énergie, transmise à la paroi, est donc diffusée par conduction axiale causant ainsi l'accroissement du flux de chaleur loin de l'entrée de la section chauffée où aucune énergie directe n'est imposée, figure 1b, entraînant par conséquent, l'élargissement de la cellule de recirculation dans la section de préchauffage. Sur la figure 2b, on constate aussi

que la redistribution du flux de chaleur imposé est d'autant plus proche de la section chauffée que les valeurs de K sont faibles.

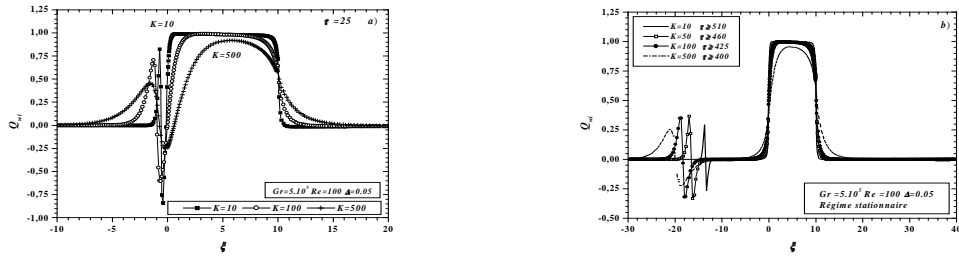


Figure 1a :Distribution axiale de Q_{wi} à $\tau=25$ Figure 1b :Distribution axiale stationnaire de Q_{wi}

Par ailleurs, nous avons analysé l'effet du rapport K sur le rapport des coefficients de frottement $(f.Re)/(f.Re)_0$, figures 2a et 2b. Dans ce rapport $(f.Re)_0$ est le coefficient de frottement correspondant au cas de la convection forcée. Nous constatons que le coefficient de frottement présente des valeurs locales supérieures à 1 dans la section de postchauffage pendant une durée déterminée de la période transitoire, figure 2a, à $\tau=5$ et 25 avant de tendre asymptotiquement vers la valeur stationnaire correspondante à un régime d'écoulement de convection forcée, près de l'entrée de la conduite $\xi=0$ et, loin de la sortie de la section chauffée $\xi>10$.

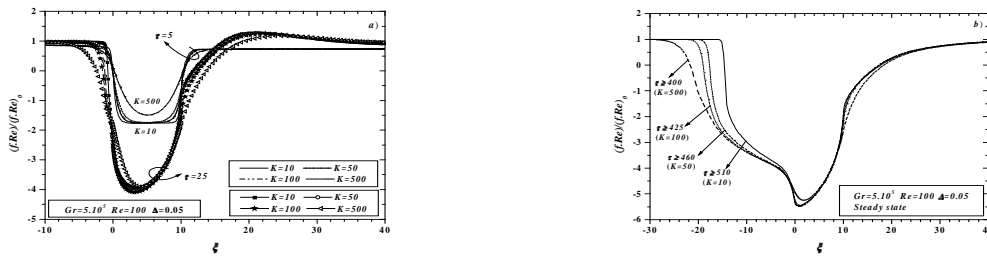
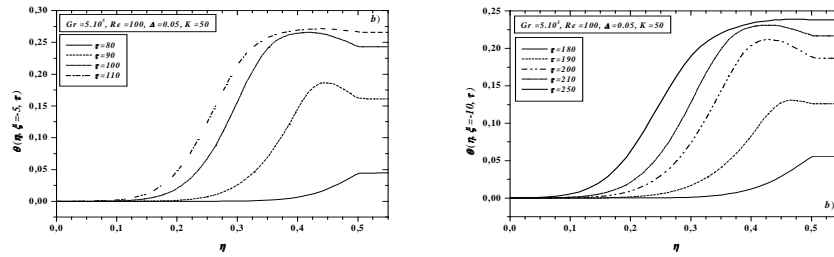
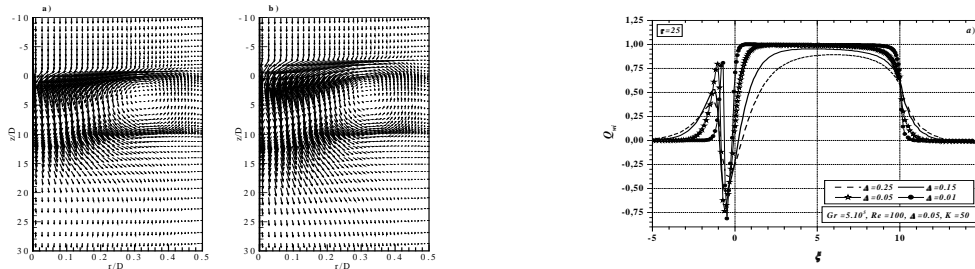
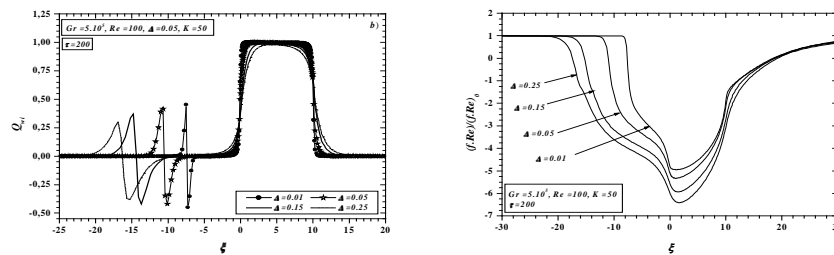


Figure 2a: Distribution axiale de $(f.Re)/(f.Re)_0$ Figure 2b: Distribution axiale de $(f.Re)/(f.Re)_0$

Sur la figure 2a, on constate aussi que le coefficient de frottement présente des valeurs négatives dès les premiers instants du régime transitoire. Avec le temps, ces valeurs négatives s'élargissent, en particulier, dans la majeure partie de la section de préchauffage, indiquant le renversement de l'écoulement dans cette zone. Cet élargissement est d'autant plus importante, que les valeurs du rapport K sont élevées.

L'analyse de la distribution radiale des températures montre, pendant une durée déterminée de la période transitoire, l'existence d'un maximum local au voisinage de la paroi pour chaque K , figures 3a-b. Ce maximum local apparaît au voisinage de l'entrée de la section chauffée et aussi à chaque position axiale de la section de préchauffage atteinte par la cellule de recirculation. En effet, pour chacune des ces positions axiales présentant un maximum, la distribution radiale de température est similaire à celle de la convection forcée en l'absence de la cellule de recirculation. Au moment où la cellule de recirculation atteint une position axiale donnée, par exemple, $\xi=-5$ ou $\xi=-10$, le profil de température radiale subit une déformation au voisinage de la paroi représentée par un maximum. Ceci est dû au fait qu'à son arrivée, la cellule n'est pas encore suffisamment intense pour vaincre les forces exercées par le fluide venant de l'entrée du conduit. Ainsi, la cellule reste plus longtemps à chaque position axiale avant de s'étendre en amont de la section chauffée, figure 4a-b. Il en résulte une accumulation d'énergie, conduisant à l'apparition du maximum de température au voisinage de la paroi. Avec le temps, la cellule se déplace en amont dans la section de préchauffage. En conséquence, ces maximums relatifs à chaque position axiale subissent une décroissance et finissent par disparaître.

Figures 3a-b: Distribution radiale de température à différents instants : a) $\xi = -5$, b) $\xi = -10$ Figures 4a-b: Vecteurs vitesse a) $\tau = 25$, b) $\tau = 50$. Figure 5a : Distribution axiale du rapport Q_{wi} Figure 5b : Distribution axiale du rapport Q_{wi} Figure 6: Distribution axiale de $(f.Re)/(f.Re)_0$

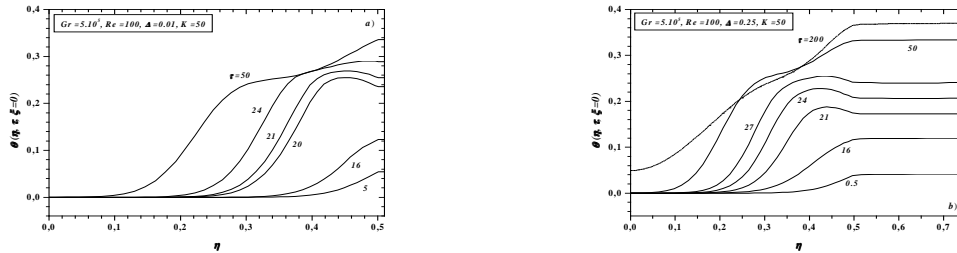
Les figures 5a-b, sont présentées pour analyser l'effet du rapport Δ sur Q_{wi} à $\tau = 25$ et $\tau = 200$. On constate à une importante redistribution de l'énergie fournie au système au voisinage immédiat de l'entrée de la section chauffée. Les maximums et minimums observés diminuent avec l'augmentation des valeurs de Δ , alors que la surface d'échange de chaleur entre le fluide et la paroi augmente. Ce comportement est une conséquence directe de l'effet de la conduction axiale. Par ailleurs, dû aux effets de la capacité calorifique, Q_{wi} est négatif à l'intérieur de la section chauffée pour les valeurs élevées de Δ . Avec le temps, on remarque que les effets de la conduction axiale et de la capacité calorifique de la paroi s'accroissent. Il en résulte un ralentissement de la redistribution de l'énergie appliquée dans la section de préchauffage avec la décroissance du rapport Δ .

Le comportement du rapport du coefficient de frottement à l'instant $\tau = 200$, figure 6, reflète celui correspondant au flux de chaleur pariétal (figure 5b).

Sur les figures 7a-b, on présente l'évolution transitoire de la distribution radiale de température à l'entrée de la section chauffée pour deux valeurs extrêmes de Δ (0.01 et 0.25). On constate que le développement des maximums correspondants à $\Delta = 0.01$ est plus rapide comparé à celui relatif à $\Delta = 0.25$. Par ailleurs, on note aussi sur ces deux figures que ces maximums durent plus longtemps pour $\Delta = 0.25$ que pour $\Delta = 0.01$.

Pour les différentes valeurs analysées de K et Δ , le profil de température stationnaire le long de la section chauffée, présente deux minimums locaux : le premier observé au centre de la conduite et le second localisé au voisinage de la paroi (figures 7a-b). Une tendance semblable a été trouvée en régime stationnaire par **Nguyen et al** [3]. Dans la section de préchauffage, la

distribution radiale de température au voisinage de la paroi présente un profil plat, indiquant que le gradient de température entre la paroi et le fluide est, presque nul (figures 3a-b). Ceci est dû au fait que lorsque la cellule de recirculation dépasse une position axiale donnée, elle se comporte comme un isolant entre la paroi et le fluide.



Figures 7a-b: Distribution radiale de température à différents instants a) $\Delta=0.01$, b) $\Delta=0.25$.

CONCLUSION

Dans cette étude une approche numérique, par volumes finis, est présentée pour prédire l'influence de la conduction axiale dans la paroi sur le transfert de chaleur transitoire par convection mixte contrariée dans une conduite cylindrique verticale. A chaque position axiale atteinte par la cellule, nous avons constaté que la distribution radiale de température présente des maximums au voisinage de la paroi. Par ailleurs, la redistribution du flux de chaleur pariétal dans la section de préchauffage accélère avec l'augmentation des rapports Δ et K . L'effet des forces exercées par l'écoulement principal se traduit par un ralentissement de l'étendue de la cellule de recirculation.

Nomenclature

C_p chaleur spécifique, $J.Kg^{-1}.K^{-1}$
 D diamètre du cylindre ($=2R_i$), m
 g accélération de gravité, $m.s^{-2}$
 Gr nombre de Grashoff ($=g\beta QD^2/\nu^2 k_f$)
 k_f conductivité thermique du fluide, $W.m^{-1}.K^{-1}$
 k_s conductivité thermique de la paroi, $W.m^{-1}.K^{-1}$
 K rapport des conductivités thermique ($=k_w/k_f$)
 z, r coordonnées axiale et radiale, m
 Q_{wi} flux pariétal normalisé ($=Q_i/Q$)
 Q flux de chaleur appliqué, $W.m^{-2}$

R_i rayon intérieur de la conduite, m
 R_e rayon extérieur de la conduite, m
 u, v vitesse radiale et axiale, $m.s^{-1}$
 V vitesse moyenne à l'entrée, $m.s^{-1}$

Symboles grecs

β coefficient d'expansion thermique, K^{-1}

Δ rapport de l'épaisseur de la paroi au diamètre hydraulique ($= (R_e - R_i)/D$)

Références

- [1] W. M. Yan, Transient Laminar Mixed Convection Heat in Vertical Pipe Flows, Int. Commun. Heat Mass Transfer 19, 89-101, 1992.
- [2] K. T. Lee et W. M. Yan, Transient Conjugated Mixed Convection Inside Ducts with Convection from Ambient, Int. J. Heat Mass Transfer 39, 1203-1211, 1996.
- [3] C. T. Nguyen, S. E. B. Maîga, M. Landry, N. Galanis et G. Roy, Numerical Investigation of Flow Reversal and Instability in Mixed Laminar Vertical Tube Flow, Inter. J. Therm. Sci, 43, 797-808, 2004.
- [4] S. V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere, New York, 1980.
- [5] A. Omara et S. Abboudi, Numerical Analysis of Transient Conjugated Downward Laminar Mixed Convection in a Vertical Pipe, Numerical Heat Transfer Journal, Part A (à paraître).